Opłata pocztowa ryczałtowa. Nakład 1.750 egz.

Nr. 1 Warszawa, dnia 25 stycznia 1937 r. Rok XV.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Związku Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce

№ 1 Warszawa, 25 stycznia 1937 r. Rok XV

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. R. BIEDRZYCKI i Inż. W. PAC.

POMIARY ODBIORCZE TRÓJUPUSTOWEJ TURBINY PAROWEJ.

Przeszkodą dla osiągnięcia wyższej sprawności silnika parowego jest wysoki stan entalpii, zawartej w parze wylotowej. Dość powiedzieć, że w najlepszych warunkach, t. j. przy najwyższych praktycznie stosowanych temperaturze i prężności pary wlotowej oraz przy najlepszej osiągalnej próżni straty, zawarte w cieple pary wylotowej, wynoszą około 70% ogólnej ilości ciepła, doprowadzanego z parą do silnika.

Zrozumiałe jest więc dążenie, aby te ogromne ilości ciepła nie były nieprodukcyjnie niszczone w skraplaczu, lecz mogły być choć częściowo dalej wyzyskane. W tym celu para wylotowa kierowana jest do ogrzewania pomieszczeń oraz do celów grzejnych na potrzeby produkcji.

Wyzyskanie ciepła pary pod próżnią nie znalazło rozpowszechnienia z powodu trudności ruchowych. Wynikła stąd potrzeba stosowania dla celów grzejnych pary o prężnościach powyżej ciśnienia atmosferycznego. Jeżeli zapotrzebowanie pary na cele fabrykacyjne przy pewnej określonej prężności jest dostatecznie stałe, to sprawę rozwiązuje zastosowanie przeciwprężnego silnika parowego. W tym wypadku para rozpręża się w silniku tylko do pewnej oznaczonej granicy, po czym pozostałe ciepło pary zużywane zostaje dalej w działach produkcyjnych zakładu. W wypadkach zmiennego zapotrzebowania pary taki silnik byłby już nieodpowiedni, gdyż zmuszałby do marnowania pewnych ilości pary wylotowej w okresach jej nadmiaru. Dlatego w takich razach racjonalniejsze jest stosowanie upustów w ilościach potrzebnych dla fabrykacji, pozostała zaś para przechodzi do części niskoprężnej silnika aby tu oddać jeszcze część swej energii, poczem kierowana jest do skraplacza. W obu opisanych wypadkach zapotrzebowanie pary przez silnik jest większe niż w silniku czysto-kondensacyjnym, jednak dla całości gospodarki jest to obojętne wobec racjonalnego wyzyskania pary odlotowej.

Znacznie trudniejsze jest rozwiązanie wówczas, gdy fabrykacja wymaga nie tylko różnych ilości, ale i różnych ciśnień pary grzejnej. Pobieranie z silnika pary o ciśnieniu najwyższym z potrzebnych dla fabrykacji nie byłoby wskazane, gdyż znacznie zwiększało by ogólne zapotrzebowanie pary przez silnik po to jedynie, aby większość tej pary upustowej następnie dławić na niższe ciśnienie, potrzebne w poszczególnych działach produkcji. Stąd w wielu wypadkach zachodzi potrzeba takiej konstrukcji silnika, aby posiadał on kilka upustów o różnych ciśnieniach pary pobieranej.

Przedmiot odbioru.

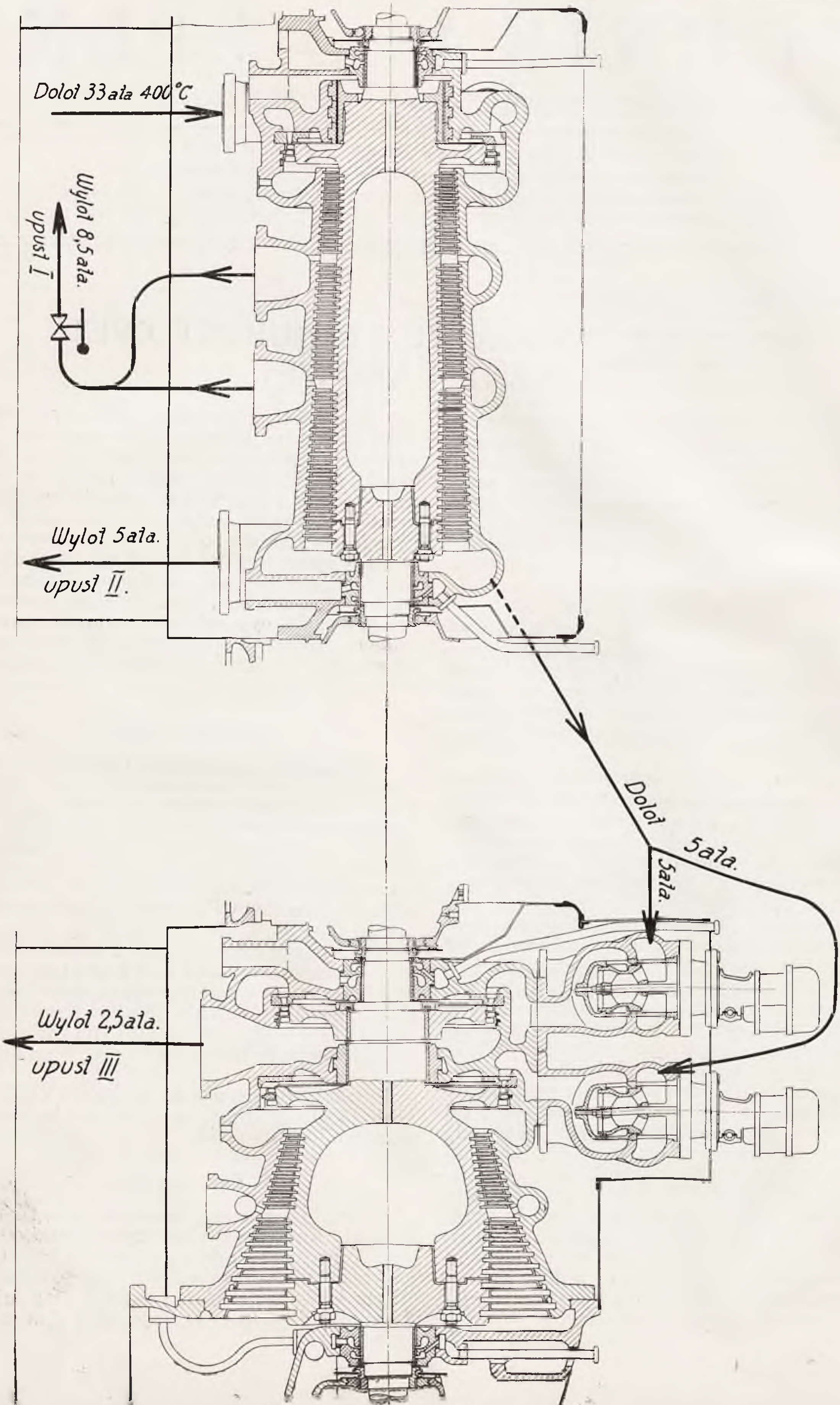
W pewnym zakładzie przemysłowym, zużywającym duże ilości pary na cele grzejne, powstała potrzeba ustawienia nowego silnika. Zwrócono się w tej sprawie o poradę do prof. dr W. Chrzanowskiego, który na podstawie przeprowadzonych badań ruchowych wskazał jako najwłaściwsze rozwiązanie ustawienie turbozespołu, rozwijającego moc 6000 *kW* i posiadającego 3 upusty pary, a mianowicie przy ciśnieniu 8,5 *ata*, 5 *ata* i 2,5 *ata*.

Skonstruowana na podstawie tego projektu turbina parowa zbudowana została dla pary wlotowej o ciśnieniu 33 *ata* i temperaturze 400^0 C. Dla wody chłodzącej na wejściu do skraplacza przewidziana była temperatura 20^0 C.

Moc turbozespołu na zaciskach miała wynosić 6000 *kW* przy $\cos\varphi = 0{,}8$. Liczba obrotów — 3000 *obr/min.*

Opis zespołu.

Turbina parowa posiada dwa kadłuby (rys. 1). Zawarta w pierwszym kadłubie część wysokoprężna składa się z jednego koła Curtisa oraz 46 stopni reakcyjnych, przyczem za 12-ym i 27-ym rzędem łopatek znajdują się dwa gniazda upustowe, których zadaniem jest



Rys. 1. Trójupustowa turbina parowa 6000 *kWh*, 3000 *obr/min*, 33 *ata*.

dostarczanie na cele grzejne pary o ciśnieniu 8,5 *ata*.

Wychodząca z korpusu wysokoprężn go para o ciśnieniu 5 *ata* rozdziela się na 3 rozgałęzienia: jedno służy jako drugi upust, zaś pozostała para płynie do drugiego kadłuba, zasilając oddzielnie każdą z dwóch dalszych części turbiny, zamkniętych w tym kadłubie. Pierwsza z wymienionych części składa się z jednego koła Curtisa, po przebyciu którego cała ilość pary o ciśnieniu 2,5 *ata* trzecim upustem turbiny kierowana jest na cele fabrykacyjne.

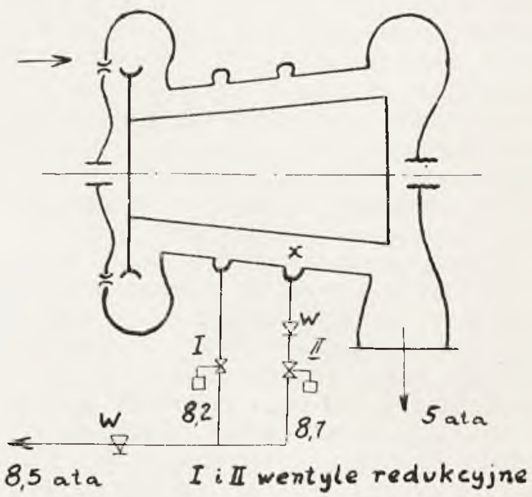
Druga część tego kadłuba, złożona z 1 koła Curtisa i 19 stopni reakcyjnych, przedstawia zwykłą niskoprężną część turbiny, skąd cała ilość pary płynie do skraplacza o powierzchni 350 m^2.

Przy takim zaprojektowaniu turbiny przez każdy z upustów odprowadzane są te ilości pary grzejnej, jakich potrzebuje w danej chwili fabrykacja; pozostała po zaspokojeniu tych potrzeb para przechodzi przez część niskoprężną turbiny i kierowana jest do skraplacza.

Maksymalny przełyk części wysokoprężnej turbiny wynosi 57 *t/h* pary, zaś poszczególne upusty mogą oddać następujące maksymalne ilości pary grzejnej:

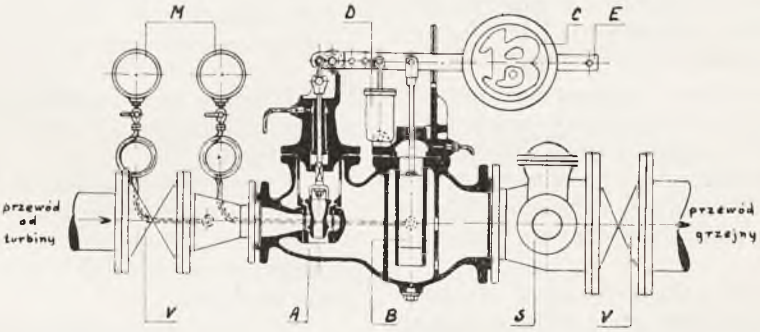
upust I	o ciśnieniu	8,5	*ata*	— 11,5	*t/h*
„ II	„	5	*ata*	— 30	*t/h*
„ III	„	2,5	*ata*	— 15	*t/h*

wpływem automatu Askania. Podobnie przeciwciśnienie 2,5 *ata* upustu trzeciego utrzymywane jest na stałej wysokości za pomocą drugiego automatu Askania, działającego na 4 samoczynne zawory, ustawione na zasilaniu pierwszego koła Curtisa w drugim kadłubie.



Rys. 2. Regulowanie ciśnienia pary 1-go upustu.

Inaczej natomiast jest urządzone regulowanie ciśnienia pary pierwszego upustu. Odbywa się ono za pomocą dwóch samoczynnych zaworów redukcyjnych, ustawionych na przewodach, łączących ze wspólnym rurociągiem oba gniazda pierwszego upustu (rys. 2). Działanie takiego zaworu widoczne jet w rys. 3.



Rys. 3. Zawór regulacyjny. A — zawór dławiący, B — tłoczek, C — przeciwwaga, D — amortyzator olejowy, E — dźwignia, M — manometr, S — zawór bezpieństwa, V — zawór odcinający.

Skraplacz obliczony jest na maksymalny przepływ pary w ilości 17 *t/h*.

Ta różnorodność warunków pracy poszczególnych części turbiny przy konieczności zapewnienia stałego ciśnienia w każdym z upustów powoduje dość skomplikowaną regulację.

Wlot pary do części wysokoprężnej turbiny sterowany jest za pomocą czterech samoczynnych zaworów, działających pod wpływem regulatora liczby obrotów.

Ciśnienie II upustu utrzymywane jest stale na wysokości 5 *ata* za pomocą ustawionych na wlocie do części niskoprężnej czterech samoczynnych zaworów, pozostających pod

Zawór dławiący „*A*" sterowany jest przez tłoczek „*B*", znajdujący się pod wpływem ciśnienia pary w przewodzie odbiorczym, i utrzymywany w równowadze przez przeciwwagę „*C*" odpowiednio ustawioną na dźwigni „*E*". W wypadku niewielkiej zmiany wysokości ciśnienia w przewodzie grzejnym następuje wychylenie tłoczka, które za pomocą dźwigni przenosi się na zawór „*A*", powodując jego ruch dotąd, dopóki ciśnienie za zaworem nie powróci do normy. Amortyzator olejowy „*D*" zapewnia łagodny ruch zaworu nawet w chwilach nagłych zmian ciśnienia w przewodzie.

Powróćmy teraz do schematu, podanego na rys. 2. Szkic ten przedstawia pierwszy ka-

dłub turbiny ze szczególnym uwzględnieniem obu gniazd pierwszego upustu i odprowadzonych od nich rurociągów. Zawór redukcyjny na przewodzie pierwszego gniazda nastawiony jest na ciśnienie 8,2 *ata*, zaś takiż zawór na przewodzie drugiego gniazda — na 8,7 *ata*. II zawór redukcyjny jest stale otwarty, jeżeli tylko przewodem grzejnym odpływa para o ciśnieniu niższym od 8,7 *ata*. Natomiast I zawór redukcyjny zaczyna działać wówczas, gdy naskutek spadku obciążenia turbiny lub zmniejszenia odbioru pary przez II i III upusty ciśnienie w przewodzie spadnie poniżej 8,2 *ata*. Gdy ciśnienie to powraca do swej normy, zawór I zatrzaskuje się z powrotem.

Przez urządzenie dwóch gniazd konstruktor miał na celu możliwie większe wyzyskanie ciepła pary dla zamiany na pracę mechaniczną. Konstruktor przewidywał, że przy małych ilościach pary, przepływającej przez część wysokoprężną turbiny, ciśnienie pary za 12 rzędem łopatek nie będzie niższe, niż 8,2 *ata* i wtedy wystarczy pobieranie pary z I gniazda. Przy dużych ilościach przepływającej pary ciśnienie w tym miejscu jest już znacznie wyższe i szkoda byłoby je dławić do potrzebnej wysokości; lepiej jest wówczas przepuścić parę jeszcze przez 15 rzędów łopatek, pobierając ją do przewodu grzejnego z drugiego gniazda upustowego.

Ustawiony przed II zaworem redukcyjnym zawór zwrotny zapobiega przedostawaniu się do turbiny pary z przewodu grzejnego w okresach działania I zaworu redukcyjnego. Takiż zawór zwrotny ustawiony jest również na zbiorczym przewodzie grzejnym.

Ten sposób regulacji upustu za pomocą dławienia jest mniej ekonomiczny, niż regulacja II i III upustów, jest jednak prostszy i tańszy, co przemawiało za jego wyborem wobec zapotrzebowania pary o ciśnieniu 8,5 *ata* w ilości około 20% ogólnego zużycia pary pobieranej.

Turbina parowa o długiej i dość skomplikowanej budowie posiada specjalne zabezpieczenia. Tak więc zawór bezpieczeństwa przy wzroście liczby obrotów o 10% zamyka nie tylko zawór główny, ale również zawory sterujące na wlocie do części wysokoprężnej i zawory, sterowane upustami pary.

Również samoczynnie zatrzymywana jest turbina w razie spadku ciśnienia w sterowniczym obiegu oleju z racji np. osiowego przesunięcia wału turbiny.

Smarowanie łożysk dokonywane jest za pomocą pompy oleju, napędzanej z wału turbiny. Prócz tego zainstalowana jest samodzielna turbina pomocnicza, gotowa w każdej chwili do uruchomienia drugiej pompy zapasowej. Włącza się ona samoczynnie, gdy ciśnienie oleju w przewodach spadnie poniżej właściwej normy.

Bezpośrednio z turbiną parową sprzęgnięta jest prądnica prądu trójfazowego, zbudowana na 7500 *kVA* przy napięciu 3150 *V* i 3000 *obr/min*.

Gwarancje i protokół wstępny.

Ponieważ turbina posiada kilka upustów i dla każdego z nich były postawione wymagania co do ilości pobieranej pary w różnych okolicznościach, gwarancje nie mogły być podane w formie krzywych zużycia pary, lecz obejmowały szereg punktów, dla których gwarantowano każdorazową moc turbiny i ilości pary, oddawanej z poszczególnych upustów. Umowa zawiera 6 takich punktów gwarancyjnych, z których według protokółu wstępnego podlegały sprawdzeniu tylko cztery, jako najbardziej odpowiadające normalnym warunkom pracy zakładu.

W odniesieniu do stanu pary wlotowej 33 *ata* i 400° C oraz przy temperaturze wody chłodzącej na wejściu do skraplacza 20° C gwarancje te są następujące:

TABL. I.
Gwarancje zużucia pary

Pomiar		1	2	3	4
Obciążenie	*kW*	4500	4500	6000	6000
Upust I przy 8,5 *ata*	*t/h*	8,0	5,0	5,0	11,5
Upust II przy 5 *ata*	*t/h*	18,5	12,5	12,5	30,0
Upust III przy 2,5 *ata*	*t/h*	6,6	5,7	5,7	7,5
Ilość skroplin	*t/h*	6,6	10,8	17,0	7,2
Całkow. zużycie pary	*t/h*	39,7	34,0	40,2	56,2

Umowa przewidywała dla ilości pary upustowej tolerancję 3%, zaś dla ilości skroplin — tolerancję 0,5%.

Przed przystąpieniem do pomiarów został ułożony protokół wstępny, ustalający sposób przeprowadzenia pomiarów, jako też metody przeliczania wyników pomiarów na warunki gwarancyjne.

Ze względu na wchodzące w grę znaczne ilości pary, sięgające do 60 *t/h*, postanowiono nie wypuszczać pary w powietrze, gdyż byłoby to kosztowne i kłopotliwe, lecz zużywać ją w miarę możności na potrzeby fabrykacji. Podobnie w sprawie mocy zdecydowano, że podczas pomiarów turbozespół będzie obciążany użytecznie przy równoległej pracy z sąsiednimi turbinami i pokrywaniu wahań przez opornik wodny.

Ustalono, że skropliny będą mierzone wycechowanymi naczyniami, zaś pomiar upustów pary będzie dokonywany za pomocą rtęciowych paromierzy. Przygotowane w tym celu kryzy zostały sprawdzone i aprobowane.

W przewidywaniu, że podczas pomiarów temperatura wody chłodzącej na wejściu do skraplacza będzie znacznie niższa od przyjetej za podstawę w gwarancjach, zdecydowano

sztuczne nastawianie próżni przez dopuszczenie powietrza w ten sposób, aby uzyskiwana próżnia odpowiadała przewidywanej w gwarancjach dla danej ilości skroplin i temperatury wody chłodzącej 20° C.

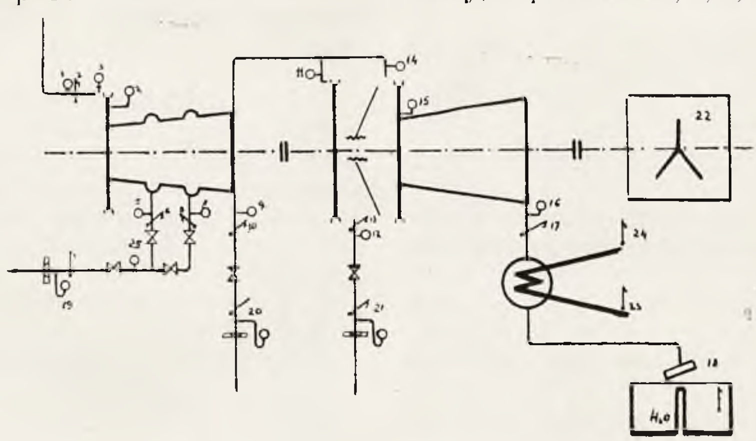
W protokóle wstępnym ustalono również, że w razie odchyleń od warunków gwarancyjnych jak stanu pary dolotowej tak i ciśnień w poszczególnych upustach przeliczanie ilości pary dokonywane będzie według stosunku spadków adiabatycznych entalpii: wynikającego z pomiarów do gwarantowanego. Podobnie przeliczanie na stan gwarancyjny ilości skroplin miało być prowadzone na podstawie stosunku spadków adiabatycznych entalpii i strat wylotowych oraz z uwzględnieniem poprawki na temperaturę pary dolotowej.

Przyjęto ponad to, że w razie odchyleń od warunków gwarancyjnych w ilościach pary upustowej przeliczenia będą dokonane na podstawie stosunku spadków adiabatycznych entalpii pary upustowej i pary idącej do skraplacza, zaś odchyłki mocy od gwarancyjnej wielkości będą skompensowane w ilości kondensatu przy założeniu, że 1 *kWh* odpowiada średnio 4 *kg/h* skroplin.

trzebnej stałości tych stanów każdorazowo w ciągu prawie godzinnego pomiaru było bardzo uciążliwe ze względu na zmieniające się ciągle warunki ruchu zakładu. Utrudniało również ogólną obserwację znaczne nieraz oddalenie punktów pomiarowych, spowodowane i rozmiarami badanego zespołu i warunkami lokalnymi. Tego rodzaju przeszkody, spotykane normalnie przy nastawianiu upustów, zwłaszcza gdy jest ich kilka, nieznane są pomiarowcy przy odbiorach turbin kondensacyjnych, gdzie chodzi o nastawienie i utrzymanie podczas pomiaru na potrzebnej wysokości jednego tylko stanu t. j. obciążenia turbiny.

Opanowanie opisanych trudności pomiarowych, a nawet uzyskanie wyników b. zbliżonych do warunków przewidzianych w gwarancjach udało się dzięki dużemu zgraniu personelu pomiarowego, a nadewszystko dzięki przyjęciu osobistego udziału przez współwłaściciela fabryki,, który nie wahał się naginać przerobu fabryki do potrzeb pomiarów.

Rys. 4 przedstawia schemat rozstawienia punktów pomiarowych. W punktach 1, 3, 4, 5, 7, 9, 11, 12, 14, 15 i 16 ustawione były manometry, w punktach 2, 6, 8, 10. 13, 17, 23 i 24 —



Rys. 4. Plan punktów pomiarowych.

Próby odbiorcze.

Próby odbiorcze były dokonane w dn. 5 i 6 marca 1936 r. po 7 miesiącach pracy turbiny (3464 godziny) i po wytworzeniu 10 600 tys. *kWh*.

Pomiary przeprowadzone zostały przez Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie, występujące w charakterze bezstronnego rzeczoznawcy.

Zgodnie z protokółem wstępnym parę upustową zużywano na potrzeby zakładu, pokrywając resztę zapotrzebowania nastawianiem pracy sąsiednich turbin, a tylko w chwilach nadmiaru pary upustowej była ona wypuszczana w powietrze.

Sprawiało to znaczne trudności dla prowadzących pomiary, gdyż samo już nastawienie turbiny na pożądane obciążenie i upusty było kłopotliwe i żmudne, a utrzymanie po-

termometry, punkt 18 przedstawia mierzenie skroplin zbiornikami, zaś punkty 19, 20 i 21 — paromierze na upustach. Jak widzimy poza pomiarami, koniecznymi dla sprawdzenia gwarancji, prowadzony był szereg obserwacji ciśnienia i temperatury pary w charakterystycznych punktach turbiny.

Zgodnie z protokółem wstępnym przeprowadzone zostały 4 pomiary dla sprawdzenia punktów gwarancyjnych, podanych w tablicy I. Próba Nr. 2 została przeprowadzona dwukrotnie, gdyż w pół godziny po rozpoczęciu pomiaru nastąpiło odchylenie od stanu równowagi, co zmusiło do przedłużenia próby i rozbicia jej na 2 części „*a*“ i „*b*“ z opuszczeniem środkowego okresu pomiaru.

Tablica II daje porównanie, o ile odbiegały wyniki pomiarów od stanów, przewidywanych w gwarancjach.

TABL. II.

Porównanie stanów gwarancyjnych i istniejących w czasie pomiarów.

Pomiar	1	2a	2b	3	4
Czas trwania pomiaru	34′37″	29′34″	37′16″	55′35″	88′53″
Obciążenie gwarancyjne *kW*	4500	4500	4500	6000	6000
Obciążenie osiągnięte *kW*	4518	4492	4550	6030	6000
Maksymalne odchyłki chwilowe %	+2,47	+1,80	+2,35	+2,10	+2 60
%	2.32	—2,04	—3,58	—1.03	—2,76
cos φ-gwarancyjne	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
cos φ - osiągnięte	0,85	0 84	0,84	0,9	0,81
Prężność pary wlot.— gwarancyjna *ata*	33	33	33	33	33
Prężność pary wlot. — osiągnięta *ata*	34,19	33,69	33,9	33,73	33,7
Prężność pary I upustu-gwarancyjna *ata*	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
Prężność pary I upustu - osiągnięta *ata*	8,57	8,7	8,7	8,56	8,51
Prężność pary II upustu-gwarancyjna *ata*	5 0	5,0	5,0	5,0	5,0
Prężność pary II upustu - osiągnięta *ata*	4,99	5,01	5,0	4,99	5,05
Prężność pary III upustu-gwarancyjna *ata*	2,5	2,5	2,5	2,5	2 5
Prężność pary III upustu - osiągnięta *ata*	2,49	2,48	2,48	2,51	2.5
Próżnia gwarancyjna *ata*	0,0375	0,0425	0,0430	0,0515	0,0385
Próżnia osiągnięta *ata*	0,0428	0,0468	0,0455	0,0550	0,0392
Ilość pary I upustu— gwarancyjna *t/h*	8	5	5	5	11,5
Ilość pary I upustu— zmierzona *t/h*	7,95	5,03	5,03	4,97	11,06
Ilość pary II upustu— gwarancyjna *t/h*	18,5	12,5	12,5	12,5	30,0
Ilość pary II upustu— zmierzona *t/h*	18,2	12,7	12,51	12,7	29,4
Ilość pary III upustu— gwarancyjna *t/h*	6,6	5,7	5,7	5,7	7,5
Ilość pary III upustu— zmierzona *t/h*	6,49	5,56	5,45	5,57	7,2

Powyższe porównanie wykazuje, że w ciągu wszystkich pomiarów udało się utrzymać warunki bardzo bliskie do przewidywanych w gwarancjach.

Po przeliczeniu zgodnie z protokółem wstępnym wyników pomiarów na warunki gwarancyjne oraz po przyrównaniu według opisanych zasad mocy i ilości pary poszczególnych upustów otrzymano następujące dane, dotyczące zużycia pary. (Tabl. III).

Zgodnie z protokółem wstępnym miarodajne odchylenie zostało obliczone według § 63 norm polskich z uwzględnieniem współczynników, podanych w umowie. Współczynniki te wynoszą:

dla pomiarów przy obciążeniu nominalnym 4500 *kW* — 4

dla pomiarów przy obciążeniu nominalnym 6000 *kW* — 3

W ten sposób obliczone średnie miarodajne odchylenie wynosi:

$$\frac{(-2,14).4+(-2,79).4+(-2,6).3+(-0,83).3}{4+4+3+3} = -2,14$$

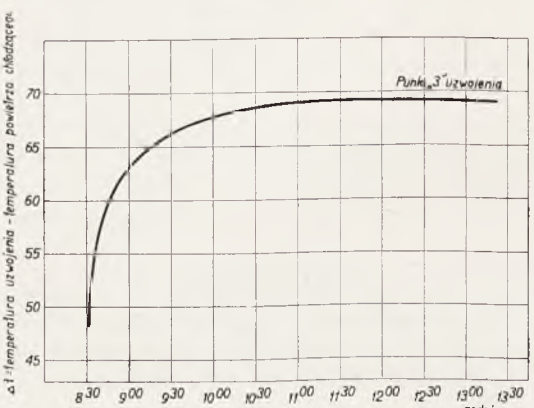
Tak więc uzyskane w czasie pomiarów i przeliczone na warunki gwarancyjne zużycie pary wyniosło o 2,14% poniżej gwarancji, przy czym liczba ta nie zawiera przewidzianych umową dopuszczalnych tolerancji.

TABL. III

Gwarantowane i rzeczywiste zużycie pary

Pomiar	1	2a	2b	3	4
Gwarantowane całkowite zużycie pary *t/h*	39,7	34	34	40,2	56,2
Zmierzone i przeliczone zużycie pary *t/h*	38,849	32,894	33,202	39,157	55,735
Odchylenie od gwarancji %		—3,25	—2,34		
	—2,14	—2,79		—2,6	—0,83

Przeprowadzony następnie pomiar przy biegu turbiny luzem i bez upustów wykazał zużycie pary w ilości 1323 *kg/h*, co stanowi stosunkowo mały procent ilości pary, jaką zużywałaby taka turbina przy obciążeniu 6000 *kW* i pracy z kondensacją.

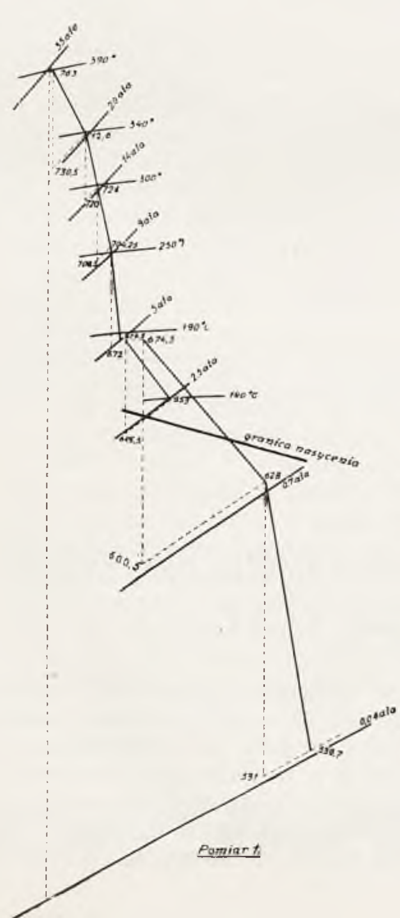


Rys. 5. Krzywa nagrzewania uzwojeń prądnicy.

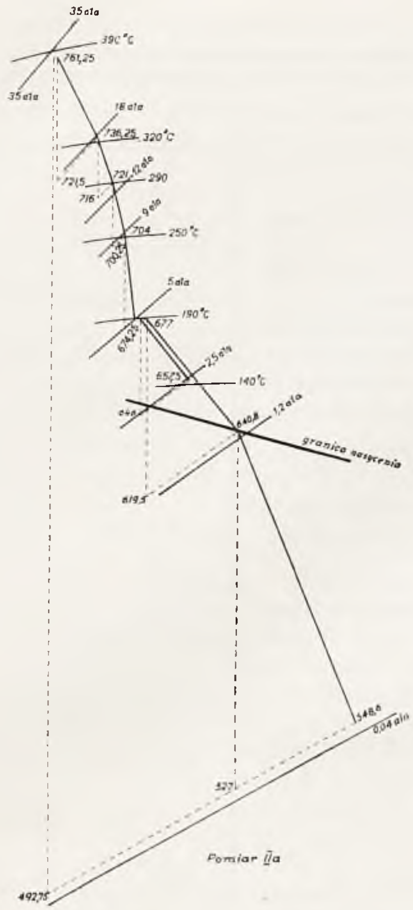
Przed pomiarami sprawdzone zostało działanie regulatora bezpieczeństwa, który zamykał dopływ pary po przekroczeniu liczby obrotów o około 9%.

Próby nagłych zmian obciążenia turbiny przy zamkniętych upustach wykazały następujące odchylenia liczby obrotów:

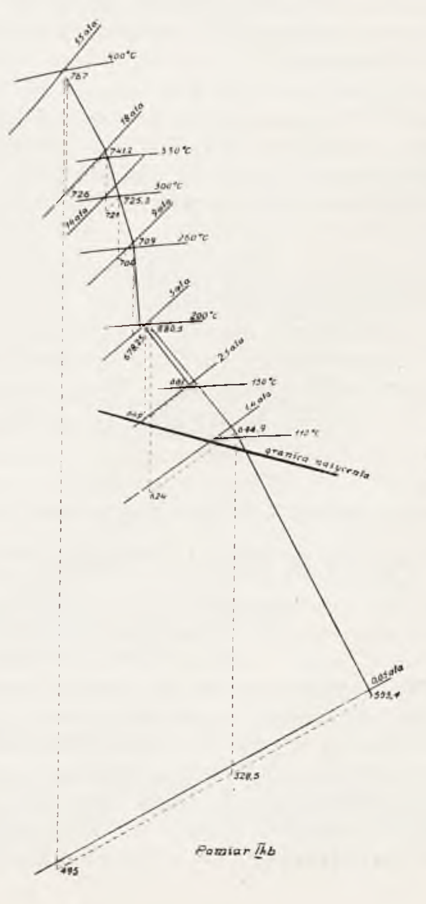
Biorąc pod uwagę znaczne objętości dwukadłubowej turbiny oraz przewodów upustów należy osiągnięte wyniki uznać za zadowalające.



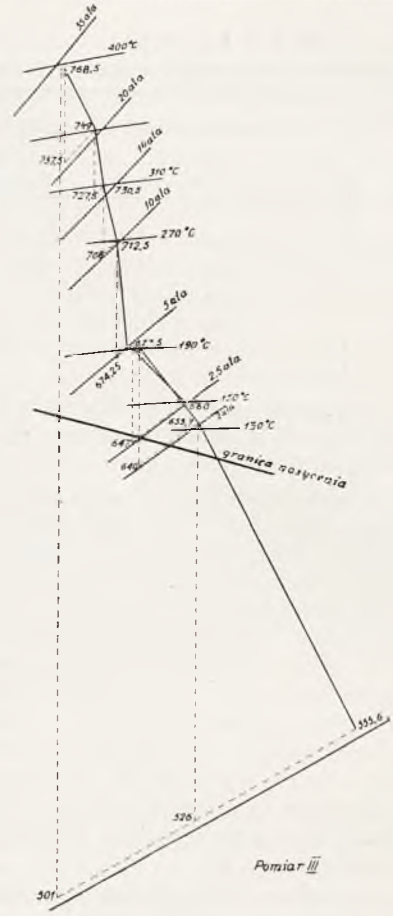
Rys. 6.
Pomiar I. Obciążenie—4518 *kW*, Upust przy 8,5 *ata*—7920 *kg/h*, przy 5,0 *ata* — 18 230 *kg/h*, przy 2,5 *ata* — 6 444 *kg/h*, Skroplin — 6 140 *kg/h*.



Rys. 7.
Pomiar IIa. Obciążenie 4 492 *kW*, Upust przy 8,5 *ata*—5 006 *kg/h*, przy 5,0 *ata* — 12 660 *kg/h*, przy 2,5 *ata* — 5 570 *kg/h*, Skroplin — 10 060 *kg/h*.



Rys. 8.
Pomiar IIb. Obciążenie—4 550 *kW*, Upust przy 8,5 *ata*—5 030 *kg/h*, przy 5,0 *ata* — 12 510 *kg/h*, przy 2,5 *ata* — 5 450 *kg/h*, Skroplin — 10 400 *kg/h*.



Rys. 9.
Pomiar III. Obciążenie—6 030 *kW*, Upust przy 8,5 *ata*—4 970 *kg/h*, przy 5,0 *ata* — 12 700 *kg/h*, przy 2,5 *ata* — 5 570 *kg/h*, Skroplin — 16 035 *kg/h*.

TABL. IV.

Odchylenia liczby obrotów przy nagłych zmianach obciążeń

Zmiana obciążenia w *kW*		Odchylenie liczby obrotów w %	
od	do	przejściowe	stałe
0	1300	1,67	0,5
1500	0	4,67	0,67
3000	0	6,67	1,67
4000	0	7,67	2,2
4850	0	9,5	2,66

Badania nagrzewania generatora prowadzone były w ciągu 5 godzin. Krzywa nagrzewania uzwojeń podana jest na rys. 5.

Jak już wspomnieliśmy, poza głównymi punktami pomiarowymi zainstalowano szereg termometrów i manometrów dla pomiarów informacyjnych, mających na celu określenie sprawności poszczególnych części turbiny. Tak więc mierzono ciśnienie i temperaturę pary (patrz rys. 4): przy pierwszym i drugim gniazdach I upustu oraz za ostatnim wieńcem łopatek I kadłuba, przed każdym z obu kół Curtisa w II kadłubie, jako też za pierwszym z tych kół oraz na wylocie do skraplacza. Prócz tego mierzono ciśnienie pary za kołem Curtisa w I kadłubie i za drugim kołem Curtisa w II kadłubie.

Na mocy określonej tą drogą sprawności pierwszego koła Curtusa II kodłuba i po uzgodnieniu z prof. Chrzanowskim przyjęta została ta sama sprawność 0,63 również dla obu pozostałych kół Curtisa.

Na mocy uzyskanych w ten sposób danych ułożono w tabl. V sprawności poszczególnych części turbiny, zaś na rys. 6, 7, 8 i 9 przedstawiono przebieg pracy pary w układzie I — S dla wszystkich czterech przeprowadzonych pomiarów.

Powyższe krzywe są b. ciekawe jako plastyczny materiał informacyjny.

Jednak stosowanie metody określania zużycia pary i sprawności turbiny jedynie na podstawie pomiarów ciśnienia i temperatury, aczkolwiek b. proste, w wynikach może się

TABL. V.

Sprawności poszczególnych części turbiny.

Pomiar	1	2a	2b	3
I kadłub:				
Ilość dopływającej pary *t/h*	38,78	33,35	33,39	39,275
Sprawność I koła Curtisa (przyjęta)	0,63	0,63	0,63	0,63
Sprawność pierwszych 12 wieńców reakcyjnych	0,822	0,753	0,78	0,86
Sprawność następnych 15 wieńców reakcyjnych	0,82	0,82	0,77	0,80
Ilość przepływającej pary *t/h*	30,83	28,32	28,36	34,305
Sprawność następnych 19 wieńców reakcyjnych	0,924	0,907	0,93	0,915
II kadłub:				
Ilość przepływającej pary *t/h*	6,49	5,56	5,45	5,57
Sprawność I koła Curtisa (oblicz.)	0,63	0,63	0,62	0,575
Ilość przepływającej pary *t/h*	6,14	10,06	10,04	16,035
Sprawność II koła Curtisa (przyjęta)	0,63	0,63	0,63	0.63
Sprawność 19 wieńców reakcyjnych	0,91	0,811	0,77	0,768

okazać zawodne. Mamy tu na myśli opublikowane w prasie wyniki, osiągnięte przez pewne powagi, które przeprowadzały pomiary turbin tylko przy pomocy termometrów i manometrów. Po bliższym zanalizowaniu otrzymanych rezultatów dochodzi się do nieoczekiwanych wyników, które trzebaby złożyć na karb błędów i nieścisłości pomiarowych. Istnieją bowiem poważne trudności uchwycenia drogą pomiarów istotnej średniej temperatury całego przepływającego strumienia pary i to na przestrzeni pewnego okresu czasu, zaś w wypadku małych spadków adiabatycznych niewielkie uchybienia w oznaczeniu temperatury pary powoduje znaczną różnicę w określeniu sprawności.

INŻ. DR WŁODZIMIERZ BURZYŃSKI, Prof. Politechniki Lwowskiej.

W SPRAWIE OBLICZENIA CIENKOŚCIENNYCH WALCZAKÓW NITOWANYCH.

(Por. Technika Cieplna, 1936, str. 167)

Korzyści wypływające z dotychczasowych naszych rozważań są niewątpliwe; ujawniają się one choćby w możliwości krytycznego wglądu w urzędowe zalecenia, cośmy przed chwilą mogli zauważyć. Z tych atutów możemy jednak w drugiej części naszej notatki zrezygnować przyjmując, że wywód nasz stanowił nie tyle dowód egzystencji wielkości σ^* i τ^*, co raczej skromną próbę znalezienia warunków, od których ta egzystencja zależy. Usprawiedliwszy w ten sposób obecność części pierwszej możemy w drugiej zupełnie niezależnie od dotychczasowego przyjąć — co bez dowodzenia a może i namysłu czyni więk-

szość autorów —, że wielkości typu σ^* i τ^* po prostu skądś istnieją i dla obliczenia połączenia są miarodajne.

Zajmijmy tego rodzaju stanowisko. Zacznie nas wtedy intrygować nowa kwestia. Oto w wspominanych przepisach wielkość τ^* mieści się w formie ukrytej, uwidaczniającej się tylko dla połączeń jednorzędowych. Dla pozostałej decydującej ilości wypadków nie znajdujemy w tych zaleceniach wartości τ^*, lecz cały zbiór między sobą różnych wartości dopuszczalnych; — ba, niektóre z nich — czego już całkiem nie można zrozumieć — są większe od ujawnionej wartości τ^*. Właśnie tej sprawie poświęcimy część drugą artykułu.

Na początek scharakteryzujemy nasze zadanie i wprowadzimy cały szereg celowych oznaczeń. Mowa będzie o dowolnym typie połączenia nitowego więc równie dobrze zakładkowego jak jedno — i dwu — przykładkowego. Każde z nich traktować będziemy tak, jakgdyby zakrzywienie ich podłużne czy poprzeczne nie istniało. Jak bowiem wiadomo w połączeniach cienkościennych obecność krzywizny ujawnia się tylko w wielkości obciążenia normalnego, które u nas odgrywa rolę obciążenia zewnętrznego brzegowego. Rozpatrywać będziemy r — rzędowe połączenie. Równoległe rzędy nitowe otrzymają numerację porządkową 1, 2, ..., $r-1$, r lub ogólną i, j czy k. Z powodu wyjaśnionego gdzieindziej ograniczenia rachunku do badania przeciętnych wzdłuż długości połączenia wartości możemy przeprowadzić rozważania dla dowolnej długości t połączenia. Za t możemy przeto obrać — jak się to najchętniej praktykuje — długość powtarzającego się obrazu nitowego, równie dobrze jednak możemy sprowadzić wszystkie w grę wchodzące wielkości do jednostki długości szwu. Dodajmy tu od razu, że po pewnych formalnych przeróbkach postępowanie tego rodzaju da się zastosować również w wypadkach szwów opatrzonych łubkami z wykrojami i innych.

Z charakterystycznych poza t wymiarów liniowych wymienić należy przede wszystkim oddalenie nitów. W rzędzie k wynosi ono t_k; do każdego wskaźnika k należy stała wartość t_k. Nity rzędu k otrzymają średnicę d_k. Przyjmując dla ogólności inną w każdym rzędzie średnicę d_k musimy jednak założyć, że zbyt silnie nie różnią się one między sobą; nie chcemy bowiem na szwank narazić wyłożonej już wcześniej zasady proporcjonalności wymiarów. W dalszym ciągu założymy stałą grubość e ścianki i przykładek e' tudzież e'' nadto wprowadzimy stosunki

$$\varepsilon' = \frac{e'}{e}, \ \varepsilon'' = \frac{e''}{e}, \ \varepsilon = \frac{e' + e''}{e}.$$

W praktyce wykładniki te są w obrębie połączenia pewnego typu słabo zmienne. Na uwagę zasługuje szczególnie liczba ε. Ma ona dla połączenia dwuprzykładkowego na ogół tę samą wartość co dla jednoprzykładkowego; w połączeniu zakładkowem jest $\varepsilon = 1$. Wykładnikiem ε możemy przeto wyróżnić przykładkę od zakładki; z drugiej strony jednak widzimy, że liczba ε nie jest wystarczającą cechą charakterystyczną, bo nie wyróżnia ona należycie połączeń o dwóch łubkach od połączeń z jedną łubką. Postaramy się za chwilę ten brak uzupełnić.

Położenie osi dowolnego rzędu nitowego określić możemy współrzędną u_k zmierzoną od równolegle zresztą dowolnie usytuowanej prostej; obliczamy ją tak, by u_k rosło wraz z wskaźnikiem k. Każdemu rzędowi nitowemu przypisujemy swoisty pas zasięgu najprościej w następujący sposób w zasadzie swej oparty na znanych nam już wywodach: Podzielmy każdą odległość międzyrzędową $l_{k,k+1} = u_{k+1} - u_k$ na dwie części pozostające do siebie w stosunku przynależnych średnic nitowych $d_k : d_{k+1}$; wtedy miejsce podziału otrzyma współrzędną:

$$u_{k,\,k+1} = \frac{u_{k+1} + u_k}{2} - \frac{u_{k+1} - u_k}{2} \cdot \frac{d_{k+1} - d_k}{d_{k+1} + d_k} \quad (3)$$

Początek zakładki lub przykładki ma wobec tego współrzędną $u_{0,1}$ i analogicznie koniec zakładki względnie ścianki cechę $u_{r,r+1}$. Porównując ze sobą dwa połączenia będziemy zawsze uważać, że dla obu obrano, wspólne $u_{0,1}$. W połączeniu dwułubkowym asymetrycznym ma koniec połączenia wspólną współrzędną $u_{r,r+1}$, natomiast początek jednej łubki określa $u_{0,1}$ a drugiej $u_{j-1,j}$ przy czym j jest wskaźnikiem pierwszego zawierającego nity dwucięte rzędu. Z tej różnicy oznaczeń nie będziemy w przyszłości korzystać mając na uwadze nie tyle początki asymetrycznych przykładek, co raczej po prostu początek połączenia $u_{0,1}$. Szerokość pasa zasięgu rzędu nitowego k wynosi $l_k = u_{k,k+1} - u_{k-1,k}$, całkowita zaś szerokość rachunkowa połączenia wynosi $l = \sum_{i=1}^{r} l_i = u_{r,\,r+1} - u_{0,\,1}$. Obok współrzędnej u niekiedy celowym też będzie wprowadzenie drugiej $w = u_{r,\,r+1} - u$, mierzonej od końca połączenia. Wielkości u i w opatrywać będziemy wspólnym wskaźnikiem czy to pojedyńczym czy też podwójnym; widocznie jest $w_{0,\,1} = l$. Stosunki $\frac{l_k}{d_k}$ różnią się między sobą bardzo nieznacznie; zachowanie się połączenia jest więc praktycznie od nich niezależne. Za to ważną rolę gra suma tych wykładników lub — z powodu proporcjonalności wymiarów—wielkość $\frac{l}{e}$. Liczbie tej odpowiada w połączeniu ilość rzędów nitowych r. Liczba r jest podstawowym parametrem połączenia.

Nity poszczególnych rzędów otrzymują charakterystykę m_k; oznacza ona ilość przekrojów nośnych jednego nita w rzędzie k. Niemianowana liczba m_k wynosi na ogół 1 lub 2 i ten wypadek będziemy mieli przede wszystkim na uwadze w dalszym ciągu. Z łatwością możemy sobie jednak wyobrazić wypadek, w którym jest $1 < m_k < 2$ np. przy stosowaniu górnej łubki z wykrojami a dolnej normalnej i umieszczenia przy tym nitów zarówno w sfazowaniach jak i wycięciach. Wprowadzimy dwa celowe oznaczenia, a to:

$$m = \sum_{i=1}^{r} m_i, \quad \mu = \frac{m}{r} \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Znaczenie wielkości m wyjdzie na jaw gdzie indziej; tutaj przyjrzymy się wielkości μ. Gdy wszystkie m_k są równe 1, jest też $\mu = 1$ — i na odwrót; podobnież gdy wszystkie m_k są równe 2, jest też $\mu = 2$ — i na odwrót. Zatem w ogóle jest μ zawarte między 1 a 2 z włączeniem tych wartości. Liczba μ charakteryzuje częściowo typ połączenia. Tak np. do wartości $\mu = 1$ przynależą połączenia jednoprzykładkowe lub zakładkowe, a do $\mu = 2$ dwułubkowe symetryczne. Zachodzi poza tym podejrzenie, że przy pomocy daty μ można dobrze scharakteryzować stosunek $\frac{e' + e''}{e''}$ np. w postaci $\frac{e' + e''}{e''} = \mu$ lub innej nieco więcej skomplikowanej. Obie liczby poprzednia ε i obecna μ wzajemnie się uzupełniają i w połączeniu z trzecią r wystarczająco charakteryzują typ połączenia. Można między innymi przypuszczać, że znany nam już stopień nierównomierności v jest funkcją jednoznaczną zmiennych ε i μ lub w przybliżeniu — jeśli nie będziemy w tym wypadku czynić zbytnich różnic między działaniem przykładki a zakładki — tylko wielkości μ. Jeśli założymy dla tego przybliżonego przyjęcia linową postać zależności i oznaczymy przez $\sigma^*(1)$ i $\sigma^*(2)$ wartości σ^* dla $\mu = 1$ i $\mu = 2$, to z relacji $\sigma^* = (2-\mu) . \sigma^*(1) + (\mu-1) . \sigma^*(2)$ obliczyć będziemy mogli σ^* dla wszelkich innych μ. Jeśli dla przykładu przyjmiemy $\sigma^*(1) = 6$ *kg/mm*², $\sigma^*(2) = 9$ *kg/mm*², to zależność przyjmie postać $\sigma^* = 3\,(1+\mu)$, z której np. dla t. zw. dwu-i pół-rzędowego połączenia czyli

$$\mu = \frac{5}{3} \text{ znajdziemy } \sigma^*\left(\frac{5}{3}\right) = 8 \ kg/mm^2.$$

W ten sposób dajemy jeszcze raz wyraz naszemu zapatrywaniu, że odnośnie wartości σ^* należy czynić zawsze różnicę między połączeniem symetrycznym i asymetrycznym.

Ponieważ nity rzędu k oddalone są wzajemnie o długość t_k każdy zaś z nich reprezentuje średnio m_k przekrojów nośnych, przeto w obrębie obranej długości podstawowej t dysponujemy w tym rzędzie

$$n_k = \frac{m_k}{t_k} . t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

przekrojami ciętymi. W całości w obrębie podziałki t znajdujemy

$$n = \sum_{i=1}^{r} n_i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

przekrojów nośnych. Gdy z jakichś powodów zechcemy odróżniać przekroje górne od dolnych będziemy je oznaczać przez n'_k i n''_k; oczywiście jest $n_k = n'_k + n''_k$. W połączeniach normalnych więc bez wykrojów jest dla $m_k = 2$ spełnioną równość $n'_k = n''_k = \frac{n_k}{2}$; gdy $m_k = 1$ jest jedno z n'_k, n''_k równe zeru, a pozostałe wprost równe n_k. Przy dyskutowaniu połączeń dwuprzykładkowych asymetrycznych celową niekiedy może się okazać redukcja do stałego m_k. Wyobraźmy sobie w tym celu, że w rzędach jednociętych powiększono odstępy nitowe dwukrotnie stosując jednak nity dwucięte; oczywiście przydział obciążenia zachowano dla tych rzędów bez zmiany. Wtedy ilość przekrojów n_k nie ulega zmianie a korzyść polega na tym, że jak w rzędach faktycznie dwuciętych mamy i tu różne od zera a między sobą równe liczby n'_k i n''_k. Jest to stworzenie pewnej fikcji rachunkowej, której — rzecz jasna — nie można byle gdzie stosować. Możemy się bez niej zupełnie dobrze obejść; możemy ją równie dobrze jednak przy odpowiedniej sposobności wykorzystać.

Jak się niedługo okaże w połączeniu napiętym poszczególne rzędy nitowe przyswajają sobie odmienne obciążenia. Naprężenie zastępcze rzędu k oznaczymy przez τ_k. Grupie połączeń $\mu = 1$ lub $\mu = 2$ określenie to nam wystarcza; wprawdzie bowiem w połączeniach $\mu = 2$ istnieją wartości τ'_k i τ''_k, jednak jest tam ze względów symetrii $\tau'_k = \tau''_k = \tau_k$. W zbiorze połączeń $1 < \mu < 2$ należy zbadać z osobna każdą z wartości τ'_k i τ''_k. Gdy zaś — jak to ogół konstruktorów czyni — wykazywać będziemy wartości średnie:

$$\tau_k = \frac{\tau'_k + \tau''_k}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

to oczywiście dołączyć do nich musimy — czego znów w praktyce się nie robi — grupę niemianowanych współczynników c_k, określających stosunek wartości średniej τ_k do większej z dwóch τ'_k, τ''_k. Możemy się przy tej sposobności umówić, że gdy nie będzie nam zależało na odróżnianiu przekrojów górnych od dolnych uważać będziemy τ''_k za większe

od τ'_k. Współczynnik c_k zawarty jest między 0 5 a 1·0. Dla połączeń $\mu = 1$ nie ma celu stosować ani średniej (7), która wykazałaby nam tylko połowę faktycznej wartości naprężenia zastępczego, ani współczynnika c_k, który byłby tu równy $\frac{1}{2}$. Dla połączeń $\mu = 2$ związek (7) jest identycznie spełniony, a $c_k = 1$. Jedynie więc w połączeniach pozostałych operacja tego rodzaju byłaby wskazaną, oczywiście przy założeniu, że nie korzystamy wprost z dat τ'_k i τ''_k. W rzędach dwuciętych takich połączeń mieszanych jest rola τ_k i c_k jasną. W rzędach jednociętych możemy albo operować wprost istniejącą wartością τ'_k czy τ''_k, albo — co nie jest znów wskazane — przejść do średniej (7) i współczynnika $c_k = \frac{1}{2}$, albo wreszcie zastosować redukcję do stałego m_k; w tym ostatnim wypadku jest $\tau'_k = \tau''_k = \tau_k$, wobec tego średnia według (7) jest istotną wartością naprężenia zastępczego a poza tym jest $c_k = 1$. To są korzyści, dla których tego rodzaju kalkulacja ma rację bytu.

Nie od rzeczy będzie wtrącić tu pewną uwagę. Chodzi o fakt, który uwypukli się jeszcze silniej w dalszym ciągu. Oto połączenie mieszane wymaga więcej świadczeń rachunkowych aniżeli każde inne normalne. Powoduje to jego asymetria; inaczej oczywiście być nie może. Zdarza się słyszeć niekiedy zapatrywania głoszące, że połączenie asymetryczne jest najlepszym z wszelkich istniejących. Z wytrzymałościowego punktu widzenia nie wydaje mi się ten pogląd uzasadnionym. Możliwe, że istnieją jakieś inne argumenty ważniejsze. Natomiast bez dyskusji trzeba przyznać, że jest to połączenie najlepsze pod względem wyzyskania błędów rozmaitych obowiązujących przepisów rachunkowych. Usterki te pozwalają na stosowanie większego niż należy σ^*, nadto na poniechanie różnic między τ_k' i τ_k'', jednym słowem pozwalają przy znacznie mniejszym niż wypada nakładzie pracy rachunkowej oferować połączenie słabsze za silniejsze.

(d. c. n.)

Inż. R. MADEJ i Inż. Z. KLĘBOWSKI

WPŁYW WYREGULOWANIA SILNIKA NA MOC I ROZCHÓD PARY.

Jaskrawym przykładem, jak znaczny wpływ na moc i na zmniejszenie rozchodu pary, a co za tym idzie i rozchodu paliwa, może mieć wadliwy rozrząd pary silnika parowego jest porównanie mocy i rozchodu pary przed i po wyregulowaniu niżej opisanego silnika w jednym z większych zakładów przemysłowych.

Opis badanego silnika.

Badany silnik parowy (tłokowy), zbudowany przez jedną z firm zagranicznych, jest 2-cylindrowy, układu sprzężonego (compound), z kondensacją natryskową. W obu cylindrach, wysokoprężnym i niskoprężnym, dopływ pary regulowany jest za pomocą stawidła wychwytowego, a wylot pary za pomocą nie okrągłych tarcz. Regulator kulowy jest wyłączony, a regulację biegu silnika dokonywa się przez dławienie pary.

Poza tym — brak bliższych danych o badanym silniku.

Silnik służy do napędu 2-cylindrowej wielkopiecowej dmuchawy powietrznej. Każdy z cylindrów dmuchawy powietrznej ustawiony jest w układzie posobnym za cylindrem silnika parowego.

Silnik parowy w ciągu dłuższego czasu był nieczynny, a przed uruchomieniem, które nastąpiło na kilka tygodni przed indykowaniem, był poddany gruntownym oględzinom i naprawie.

Wymiary silnika

Wyszczególnienie	Wymiar	cylinder wysokoprężny	cylinder niskoprężny
Średnica cylindra	mm	995	1400
Średnica trzonów tłoków	mm	145	145
Czynne pole tłoka	cm²	6997,9	15228,7
Skok tłoka	mm	1500	1500

Ilość obrotów silnika wynosiła przeważnie 26 — 27 *obr/min*.

Cel pomiarów.

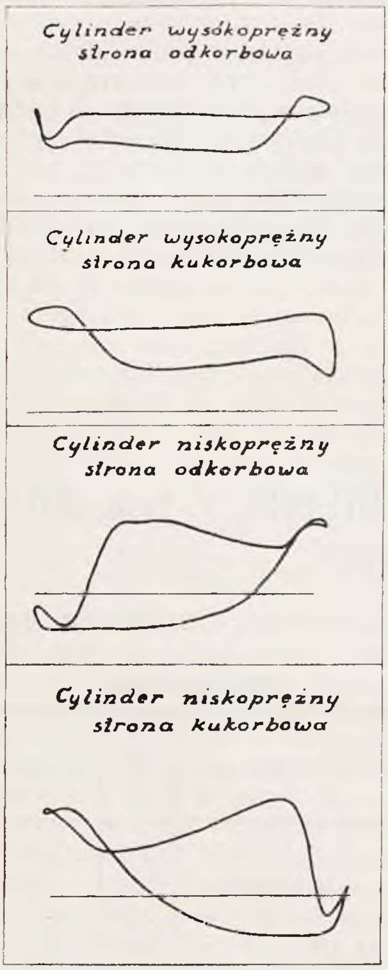
Zadaniem pomiarów było zbadanie rozrządu pary i przybliżony pomiar ilości pary, zużywanej łącznie przez silnik i pompę parową.

Wyniki pomiarów.

A. Stan przed wyregulowaniem rozrządu pary.

Otrzymane wykresy indykatora wskazują, że rozrząd pary był nastawiony zupełnie wadliwie. Jak wynika z rys. 1., kształt ich jest dziwaczny i zupełnie nie podobny do normalnych wykresów silnika parowego.

W takich warunkach praca silnika nie była normalna, co się objawiało z jednej strony w zmniejszeniu maksymalnej mocy, jaką silnik mógł rozwinąć, z drugiej zaś strony w nadmiernym zużyciu pary, co stwarzało trudne warunki pracy w Oddziale Wielkiego Pieca, gdyż zespół silnik-dmuchawa nie dostarczał potrzebnej—ostatnio nieco zwiększonej — ilości powietrza o wymaganym ciśnieniu do celów produkcyjnych.



Rys. 1.

W omawianym stanie rozrządu pary silnik rozwijał moc maksymalną, która — jak to widać z „zestawienia wyników pomiarowych" wynosiła około 435 *KMi*, przy czym, najwyższa ilość obrotów, jaką można było utrzymać przy tej mocy nie przekraczała ok. 26 — 27 *obr/min.*

Druga słaba strona — to nadmierne zużycie pary przez silnik. Aby pokryć zapotrzebowanie pary, którą głównie pochłaniał silnik, była w ruchu cała kotłownia, składająca się przeważnie z kotłów płomienicowych o ogólnej powierzchni ogrzewalnej 522,4 m^2, pracujących pod ciśnieniem roboczym 6 *atm.* Stwarzało to również trudne warunki pracy, gdyż w omawianej sytuacji niedysponowano żadną rezerwą kotłową, potrzebną i ze względu na czyszczenie kotłów, i na wypadek konieczności naprawy.

Dla określenia ilości pary zużywanej przez silnik i pompę parową do wody kondensacyjnej (przy czym tę ostatnią stosunkowo w niedużej ilości) wbudowano w rurociąg o średnicy wewnętrznej 300 *mm* dyszę typu V. D. I. — 1930, o średnicy 100 *mm* w połączeniu z różnicowym manometrem rtęciowym.

Z pomiaru tego wynika, że przy rozwijanej mocy przez silnik średnio 434,4 *KMi* (p. zestawienie) łączne zużycie pary przez silnik i pompę parową wynosiło około 9100 *kg/godz.* Przeliczając to zużycie pary przez silnik i pompę — dla celów porównawczych — na jednostkę mocy, otrzymuje się około 21 *kg* pary na 1 *KMi.* Obciążenie kotłowni wynosiło średnio dla podanej produkcji pary około 17,5 kg/m^2h, czyli leżało mniej więcej w pobliżu normalnego.

Rozkład mocy na poszczególne cylindry i strony tłoków podaje załączone „zestawienie", z którego wypływa nierównomierność podziału. Gdy w cylindrze niskoprężnym nierównomierność rozdziału pracy z obu stron tłoka wynosi ok. 10%, to w cylindrze wysokoprężnym występuje znacznie wyraźniej, bo wynosi ok. 25% (w stosunku do mniejszej wartości mocy z jednej strony tłoka).

Silnik nie był nigdy dotychczas indykowany i zawsze pracował mniej więcej w takim stanie. Dopóki ilość dostarczonego powietrza była wystarczająca i pary w kotłowni nie brakowało, nic w pracy silnika parowego nikogo nie raziło. Zwrócono dopiero uwagę na konieczność sprawdzenia regulacji przy wzmożonym zapotrzebowaniu powietrza, którego dmuchawy nie mogły dostarczyć, ze względu na ograniczoną moc silnika.

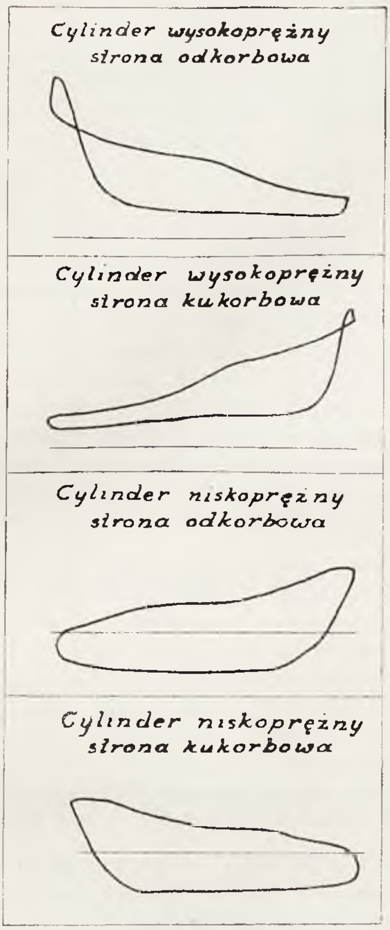
B. Stan po wyregulowaniu rozrządu pary.

Po zatrzymaniu silnika w ciągu jednego tylko postoju wyregulowano z gruba rozrząd pary. Obrazem stanu rozrządu pary po tej regulacji są wykresy indykatorowe (rys. 2). Z wykresów tych wynika, że rozrząd pary w obu cylindrach poza zbyt wysoką kompresją po obu stronach cylindra wysokoprężnego, zwłaszcza po stronie odkorbowej jest po wyregulowaniu na ogół prawidłowy. Otrzymane ciśnienie kompresji wypadło za wysokie zwłaszcza wobec niskiego ciśnienia pary dolotowej (6 *atn* — robocze ciśnienie kotłów) podczas gdy, według informacji miejscowych, silnik jest zbudowany na wyższe ciśnienie. Wymieniona usterka: za wysoka kompresja w cylindrze wysokoprężnym w porównaniu z poprzednim stanem rozrządu pary, jest naogół bardzo drobna, a dalszego regulowania, wymagającego ponownego zatrzy-

mania silnika — ze względu na lokalne trudności, zgodnie z życzeniem przedstawiciela zakładu — tym razem zaniechano.

Zasadnicze błędy w rozrządzie pary usunięto i wykresy przybrały kształty normalne.

Jak widać z bliższego zapoznania się z wykresami (rys. 1) rozrządu pary nie można



Rys. 2.

było ustawić samym działaniem na długość drążków i trzpieni. Niezbędne tu było odpowiednie obrócenie wałów rozrządu, na których nie można było odnaleźć żadnych znaków fabrycznych ułatwiających prawidłowe ustawienie.

Po wyregulowaniu zaszły istotne zmiany w pracy silnika i co do wielkości osiągalnej mocy i co do zużycia pary. Co do mocy, to nietylko że ona wystarcza do napędu dmuchawy o potrzebnej wzmożonej obecnie wydajności, ale dysponuje się pewnym „zapasem" mocy. Jak to widoczne jest z „zestawienia", gdy przed wyregulowaniem silnika średnia moc wynosiła 434,4 *KMi*, to po wyregulowaniu moc ustaliła się średnio na 548,5 *KMi*, czyli zwiększyła się o 26% przy nieco wyższej liczbie obrotów, bo 28 — 29 *obr/min*. Takie wyniki, umożliwiające rozwijanie potrzebnej mocy i dostarczanie wymaganej ilości sprężonego powietrza, usunęły dotychczasowe trudności produkcyjne z tej strony.

Przeprowadzono również próbę możności chwilowego zwiększenia mocy względnie obciążenia. Charakteryzują ją wyniki w/g zdjętych wykresów indykatorowych Nr. 38 (p. zestawienie). W czasie tej próby silnik rozwinął moc chwilową 698,8 *KMi*, przy wzroście obrotów do 32,7 *obr./min*, która w stosunku do poprzedniej mocy przed wyregulowaniem (434,4 *KMi*) jest wyższa o 60%!.

To wszystko wskazuje, że wyregulowanie rozrządu pary miało wielki wpływ na moc rozwijaną; w obecnych warunkach silnik ma zdolność rozwijania znacznie większej mocy od osiągalnej poprzednio.

Również bardzo wyraźna zmiana zaznaczyła się w zużyciu pary. Z przeprowadzonych pomiarów ilości pary za pomocą dyszy wynika, że zapotrzebowanie pary do napędu silnika i pompy parowej zmniejszyło się do 6070 *kg* pary na godzinę, przy średniej mocy rozwijanej przez silnik w wysokości 548,5 *KMi*. Wprowadzając rachunek porównawczy w odniesieniu do jednostki mocy, otrzymujemy, że w nowych warunkach po regulacji zużycie pary na 1 *KMi* wypada tylko 11 *kg/KMi*, czyli w porównaniu do stanu przed regulacją w wysokości około 21 *kg/KMi* zmniejszyło się około 47,5%!.

Gdyby wyeliminować zużycie pary przez pompę parową i tym samym gdyby rachunek obejmował tylko rzeczywiste zużycie pary przez sam silnik, to podana różnica zmniejszenia się zużycia pary na *KMi* jeszczeby nieco wzrosła, z czego wynika, że po doprowadzeniu do porządku rozrządu pary zużycie pary w *kg/KMi* zmniejszy się o około 50%.

Omawiane wyniki wyraźnie zaznaczyły się w odpowiednim zmniejszeniu obciążenia kotłowni, dzięki czemu z czynnych dotychczas sześciu kotłów zatrzymano dwa kotły płomienicowe zmniejszając czynną powierzchnię ogrzewalną kotłów z 522,4 m^2 o 158,62 m^2 do 363,72 m^2. W tych nowych warunkach średnie obciążenie pozostałych czynnych kotłów, wyrażone natężeniem powierzchni ogrzewalnej, wynosi 16,7 *kg/m²h*, czyli jest jeszcze mniejsze od średniego poprzednio (około 17,5 *kg/m²h)*, gdy w ruchu była cała kotłownia. To daje dalszą poważną korzyść, stwarzając z dwóch kotłów potrzebną rezerwę.

Opisane powyżej wyniki są przykładem szczególnie jaskrawych korzyści z indykowania i wyregulowania rozrządu silnika. Korzyści te w podobnych wypadkach są zawsze niewspółmierne w porównaniu ze znacznymi na pozór kosztami badań.

Zestawienie wyników i wartości pomiarowych.

Nr. wykresu	Ilość	Średnie ciśnienie indyk.				Moc indykowana w KMi						Moc całk. w KMi	Uwagi
		Cylinder				Cylinder		Razem	Cylinder		Razem		
		wysokoprężny		niskoprężny		wysokoprężny			niskoprężny				
		strona				strona			strona				
		D	K	D	K	D	K		D	K			
11	26	1,122	[illegible]68	1,023	1,137	68,2	83,0	151,2	135,0	150,0	285,0	436,2	Przed wyregulowanie n silnika
12	26	1,102	1,410	1,020	1,117	66,8	85,5	152,3	134,5	147,5	282.0	434,3	
13	26	1,112	1,388	1,019	1,106	67,4	84,2	151,6	134,5	146 0	280,5	432.1	
14	26	1,112	1,400	1,017	1,123	67,4	84,9	152,3	134,3	148,2	282,5	434.8	
Średnio						67,5	84,4	151,9	134.6	147.9	282,5	434,4	
32	29	1,667	1,667	1,082	1,125	113,0	113,0	226,0	159,4	165,5	324,9	550,9	Po wyregulowaniu silnika
33	29	1,646	1,760	1,083	1,140	111,5	119,2	230,7	159,5	168,0	327,5	558,2	
35	29,2	1,685	1,740	1,088	1,123	115,0	118,7	233,7	161,2	166,5	327,7	561 4	
36	28,2	1,667	1,712	1,076	1,110	109.8	112,8	222,6	154,2	159.0	313,2	535,8	
37	28,3	1,667	1,740	1,054	1,106	111,0	115,0	226,0	151,3	159,0	310,3	536,3	
Średnio						112,1	115,7	227,8	157,1	163,6	320,7	548,5	
38	32,7	2,070	1,794	1,202	1,232	158,0	137,0	295,0	199,5	204,3	403,8	698,8	*) Próba zwiększenia mocy i obciążenia

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH.

Brennstoff — und Wärmewirtschaft.

Miesięcznik poświęcony badaniom praktyczno-naukowym w dziedzinie paliwa i przetwarzania ciepła. Wydawnictwo Towarzystwa Brennkrafftechnische Gesellschaft w Berlinie. Wydawca Wilhelm Knapp w Halle. 4⁰. Rocznik 1936.

Rocznik zawiera 216 stron druku dwukolumnowego z licznymi wkładkami reklamowymi. Każdy zeszyt wypełniają na kartach początkowych artykuły ze wspomnianej w tytule dziedziny bądź analityczne na poziomie wyższego wykształcenia, bądź natury praktycznej. Na kartach końcowych zawarta jest obszerna (od 2 do 5 stron), drukowana petitem kronika (Rundschau), opierająca się w znacznym stopniu na pismach zagranicznych i zawierająca sprawozdania z zaszłych w międzyczasie a ciekawszych zdaniem Redakcji zjawisk, urządzeń technicznych, aparatów, statystyki i t. p. z ujmowanej przez pismo dziedziny. Po kronice, również petitem, podawana jest bibliografia (61 ocen książek w ciągu roku), wreszcie dział interesujących pismo patentów.

Poza tym zamieszczane są sprawozdania z bieżących targów technicznych (Lipskie wiosenne i jesienne), wystaw (Międzynarodowa wystawa samochodów i motocykli w Berlinie), z interesujących pismo kongresów i zjazdów (V. D. I., Towarzystwa im. Lilienthala dla badań lotnictwa, Towarzystwa dla badań olejów mineralnych, Towarzystwa budowy okrętów, i oczywiście Towarzystwa reprezentowanego przez pismo. Sekcyjne zjazdy tego towarzystwa poświęcane są zagadnieniom interesujących przemysł papierniczy, papowy, celulozowy i drzewny). Rozpatrywane są również publiczne odczyty i referaty.

Dziedzinie paliwa pismo poświęciło mniej artykułów, niż dziedzinie maszyn i aparatów. Z działu paliwa pismo uwzględniało przede wszystkim sprawy aktualne w kraju, jak przetwory węgla brunatnego, namiastki mineralnych paliw ciekłych, przegląd namiastek, stosowanych w tym celu w Italii, np. t. zw. idealne paliwo napędne (eteryzowany alkohol etylowy, wytwarzany w drodze katalitycznej) oraz gospodarkę paliwową. Węglowi kamiennemu poświęcono zaledwie dwa artykuły, mianowicie produkcji i eksportowi, oraz normalizacji stosunków w niemieckim górnictwie węglowym. Potrzebom użytkowników węgla służy większa ilość artykułów.

W dziedzinie kotłów parowych rozpatrywana jest sprawa pomiaru strat na promieniowanie. Dotąd w bi-

lansie cieplnym kotła strata ta przyjmowana była jako reszta do 100 % strat nieuchwyconych. To też niejednokrotnie strata ta bywała nadmierna, czasem podając w wątpliwość wartość całego bilansu. W artykule „Die Messung von Strahlverlusten im Kesselhaus", autor określa stratę dwiema drogami: 1) bilansowaniem strat cieplnych kotła z paleniskiem rusztowym z podtrzymywaniem na stałym poziomie wody i ciśnienia pary przy spuszczonej zasuwie, bez odbioru pary, t. zw. Nullstand untersuchung. Otrzymana tą drogą strata promieniowania w *kCal/h* z pewną korektą na wzmożone promieniowanie kotła przy pracy, daje cyfrę miarodajną dla danego kotła, 2) pomiaru stygnięcia powierzchni aparatu grzejnego (Abkühlungslinie — w rzędnych prostopadłych czasu i spadku temperatury).

W artykule „Kocioł parowy w gospodarce niemieckiej" na podstawie danych Państwowego Urzędu Statystycznego z lat 1930 — 1934 rozważany jest ilościowy stan kotłów parowych; spadł on ze 128 720 o łącznej pow. ogrzewalnej 8 879 200 m² do 116 678 sztuk o pow. ogrz. 8 251 900 m², zaś kotłów okrętowych z 8 579 sztuk o pow. ogrz. 903 100 m² do 8 003 szt. o pow. ogrz. 869 100 m².

Z kotłów lądowych rolnictwo i leśnictwo posiadało w dniu 1 stycznia 1934 r. 12 099 kotłów o pow. ogrz. 162 500 m², przemysł 89 049 kotłów o pow. ogrz. 7 506 200 m², wreszcie handel i transport poza kolejami 15 530 kotłów o pow. ogrz. 583 200 m².

Odpowiednia tabliczka zawiera podział kotłów parowych na statkach morskich i rzecznych według budowy na kotły z paleniskami skrzyniowymi (7 326 szt. o 776 103 m² pow. ogrz.), wodnorurkowe pochyłe (23 szt. o 3 413 m² pow. ogrz.), wodnorurkowe strome (92 szt. o 40 339 m² pow. ogrz.), wodnorurkowe inne (82 szt. o 37 593 m² pow. ogrz.) i kotły pozostałe (480 szt. z 11 650 m² pow. ogrz.). Inna tabliczka dzieli kotły lądowe według wieku na dziesięciolecia. Odtwarza ona zarazem wzrost jednostkowy powierzchni ogrzewalnej kotłów.

W dwóch artykułach analizowane są postępy techniczne w budowie kotłów. Kotły syst. La Mont o przymusowej cyrkulacji wody z siecią rurek wodnych chłodzących ściany komory paleniskowej oraz kotły innych systemów z wykładziną z rurek La Mont. (z t. zw. ekranem). Autor porównywuje ze sobą bilanse pięciu kotłów budowy niemieckiej, szwedzkiej i szwajcarskiej, osiągające współczynniki sprawności od 75,1 % do 85,2 %. Poza tym omawiane są kotłymałe syst. La Mont (57 m² pow. ogrz.) oraz t. zw. kotły szczytowe.

W lutowym zeszycie pisma rozpatrywane są wyniki ruchu z chłodzonymi stokerami syst. Graafena dla paliwa niepłukanego, spiekającego się z dużą zawartością — łatwotopliwego przy tym — popiołu, w zastosowaniu do kotłów różnych systemów, jak płomienicowych, wodnorurkowych oraz „opromieniowanych" inż. Graafena, w których stokery jego konstrukcji najkorzystniej działają. Woda chłodząca stokery bywa włączana w obieg kotłowy, lub niezależnie od tego obiegu służy po ogrzaniu się do fabrykacyjnych celów grzejnych.

Wzgląd oszczędnościowy uzasadnił artykuły o paleniskach kotłowych na paliwo małowartościowe np. na najgorszy węgiel kamienny i brunatny, łupek, drobnicę koksową i brykietową, lesz dymniczny, odpadki torfowe i t. p., oraz artykuł o czyszczeniu powierzchni ogrzewalnej kotła przez przedmuchiwanie. Z zakresu materiałów budowy kotłów rozważane są odporne na wysoką temperaturę stale stopowe, używane na walczaki, przegrzewacze i przewody parowe.

Wreszcie zamieszczony został szczegółowy opis holenderskiej elektrowni okręgowej w Gromingen, uwzględniający przede wszystkim urządzenie kotłowni. Podany został opis kotłów rusztowych o ciśnieniu 32,5 atm i kotłów na pył węglowy, oraz niektóre wyniki ruchu elektrowni.

Silnikom parowym poświęcono jeden artykuł. Dotyczy on turbin dla przemysłu papierniczego i celulozowego. Wogóle potrzebom energetycznym tych przemysłów pismo z racji swej organizacji poświęca sporo miejsca.

Znacznie obszerniej traktowane są silniki spalinowe, zarówno pod względem paliwa pędnego, jak ich budowy, zwłaszcza silniki Diesla. Główną pobudką są tu przede wszystkim względy gospodarcze — a mianowicie zbyt mała w kraju, a przy tym kosztowna produkcja ropy naftowej, oraz zabiegliwa redukcja jej importu w postaci surowej lub przetworów. Omawiane są więc próby z paliwami zastępczymi dla samochodów, motorówek, lokomotyw kolejowych i samolotów. Szerzej rozpatrywane są silniki wtryskowe z elektrycznym wysokoprężnym zapłonem, głównie dla lotnictwa, na benzynę i mieszanki syst. Hesselmana, Lorraine'a, Liberty. Szereg wykresów porównywujących wzajemną zależność mocy silników, ilości obrotów, zużycia paliwa i t. d. ułatwia wnioskowanie. Obszerniejszy artykuł omawia wyniki badań silnika Rupa na stałe paliwo pyłowe z węgla kamiennego, brunatnego, drzewnego, z torfu i koksu, oraz na wszelkie palne mączki z roślin i odpadków drzewnych, trocin, liści, igliwia, siana, łupin kartoflanych, kaczanów kukurydzy, plew zbożowych, soi, łupin owocowych, nasienia bawełny, wytłoczyn z orzechów ziemnych, orzechów kokosowych, oliwek, soi, rzepaku, siemienia lnianego i t. p. Silnik Rupa ma na tego rodzaju paliwach ruszać ze stanu zimnego. Może on być przestawiany na zwykłe oleje pędne, bez odstawiania lub zmiany jakiejkolwiek części maszyny. Treściwe tablice porównywują silnik Rupa (auto ludowe) z silnikami benzynowymi, parowymi, gazowymi (generatorowymi) i Diesla pod względem rozchodu paliwa na 1 *KM/h*, współczynnika termicznego, ceny 1 kg. paliwa, ceny paliwa na 1 *KM/h*, kosztu każdego paliwa w stosunku do oleju gazowego dla Diesla (w stosunku rocznym), kosztu paliwa na 100 KM_e/2000 *h*, pojemności zbiorników na kg, paliwa, pojemności zbiornika paliwa na 1 *KM/h*, zużycia wody, podgrzewu i t. d. Autor wróży silnikowi Rupa przyszłość przełomowo pomyślną, podobną do rozwoju silnika Diesla.

Kronika zamieściła w ciągu roku 140 wzmianek przeważnie większych rozmiarów (do dwóch i więcej kolumn) z omawianych wyżej dziedzin. I tu zwrócono główną uwagę na surowce zastępujące ropę i gaz ziemny, oraz na ich przetwory, jako na paliwa pędne dla silników spalinowych w samochodach, samolotach, silnikach kolejowych. Pilnie również notowany jest rozwój tej sprawy w innych krajach bardziej w niej

zainteresowanych, zwłaszcza w Italii, najuboższej w krajowe paliwo. Jednocześnie kronika śledzi wydobycie ropy i gazów ziemnych w różnych krajach i produkcję ich przetworów oraz zasoby wojenne; rejestruje zagadnienia związane z upłynnieniem paliwa twardego, zastosowania do napędu mieszanek spirytusowych i paliwa gazowego (nawet gazu gnilnego z błot i ze ścieków miejskich). Równoległe wzmianki omawiają sposoby zastosowania tych paliw w silnikach, postępy techniczne w dziedzinie samochodowej i lotniczej, zastosowanie silników parowych w samochodach i motorówkach kolejowych, a nawet w motocyklach. Spotyka się również wzmianki o kotłach parowych na paliwo niemal uniwersalne, jednocześnie bowiem na węgiel, oleje i gaz, o kotłach parowych ogrzewanych spalinami odlotowymi z pieców przemysłowych, o ogniotrwałych materiałach ceramicznych na komory paleniskowe, ognioodpornych żeliwach na temperatury od 400° do 1000° z domieszką grafitu, chromu i krzemu, o odpornych na wysoką temperaturę stopach metalowych, o nierdzewnych stopach żelaza na pompy odśrodkowe. Kronika zawiera wzmianki o cieple morza i o sile wiatru, jako o źródłach energii. W kronice pisma znajdują również odbicie bieżące zjazdy, kongresy, konkursy, targi, wystawy i odczyty z dziedziny techniki cieplnej. *S. K.*

WSPOMNIENIE POŚMIERTNE.

Sw. p. Antoni Frankowski, inż. - techn.

Dnia 1-go stycznia 1937 roku, po długich i ciężkich cierpieniach w szpitalu Instytutu Radowego w Warszawie zakończył życie inżynier Stowarzyszenia Dozorów Kotłów ś. p. Antoni Frankowski.



Inżynier A. Frankowski urodził się w 1872 roku w Briańsku. Gimnazjum skończył w Białej Podlaskiej w 1892 roku. Po studiach wyższych w Instytucie Technologicznym w Petersburgu uzyskał w 1898 roku tytuł inżyniera technologa.

Pracował zawodowo w całym szeregu przedsiębiorstw, a mianowicie w Zakładach Ostrowieckich, w Bałtyckich Zakładach Budowy Okrętów i Maszyn w Petersburgu, w Północnym Towarzystwie Przemysłu i Handlu w Petersburgu, w Zakładach Putiłowskich w Petersburgu, w Północnej Fabryce Mechanicznej i w Towarzystwie Połączonych Fabryk Mechanicznych w Petersburgu.

Po przewrocie przeszedł do Zarządu Komunikacji Wodnych w Petersburgu, a od września 1918 roku do października 1921 roku pracował jako inspektor kotłów na statkach w Okręgowym Zarządzie Komunikacji wodnej na Wołdze.

W tym okresie, w ciągu trzech miesięcy, więziony był w charakterze zakładnika w Niżnym Nowgorodzie.

Pomimo starań Delegacji Rzeczypospolitej Polskiej w Komisji Mieszanej do Spraw Repartriacji w Rosii, dopiero w grudniu 1921 roku powrócił do kraju.

W marcu 1922 roku został inżynierem Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, pracując w Oddziale Lubelskim tego Stowarzyszenia, jako inżynier dozoru kotłów parowych.

Jako człowiek o wielkich zaletach umysłu i charakteru a niezwykle skromnego o sobie mniemania, cieszył się uznaniem i szacunkiem u Stowarzyszonych i u kolegów.

Jako inżynier o dużej praktyce technicznej nie szczędził nigdy rad i wskazówek przy okazji stwierdzonych braków i niedokładności instalacji, które w związku z rewizją kotłów, miał możność poznać.

Obowiązki swe spełniał nadzwyczaj sumiennie i nawet już po zapadnięciu na zdrowiu, nie licząc się z tym, że wyjazdami i ciężką pracą zawodową, szczególnie w okresie jesiennych szarug i zimowych mrozów, dobijał siebie, nie słuchał życzliwych rad i nadal resztkami sił pełnił swe czynności.

W osobie ś.p. inż. Antoniego Frankowskiego, Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie straciło inżyniera o głębokiej wiedzy technicznej i wyjątkowej sumienności, oraz człowieka o wysokim poziomie moralnym.

Cześć Jego pamięci. *A. K.*

Sprostowanie.

Do art. inż. R. Madeja i Z. Klębowskiego p.t. „Wpływ wyregulowania silnika na moc i rozchód pary“, umieszczonego w Technice Cieplnej w Nr. 1 z dn. 25 stycznia 1937 r.

Strona	Łam	Wiersz (od góry)	Wydrukowano	Powinno być
11	lewy	1	z aczny	znaczny
11	„	16	dla	dła
11	prawy	7	995	955
13	„	40	zmniejszy	zmniejszyło
13	„	46	158,62	158,68
14	w zestawieniu 2 z lewej strony		Ilość	Ilość obr/min
14	„	ostatni	38	38*)